УДК 621.9.06:628

А.В. МОЗГОВОЙ

ВИБРОЗАЩИТНАЯ СИСТЕМА РАБОЧЕГО МЕСТА ОПЕРАТОРА ВЫБИВНОЙ РЕШЕТКИ ДЛЯ ОТДЕЛЕНИЯ ФОРМОВОЧНОЙ СМЕСИ

Рассмотрена методология моделирования и оптимизации виброзащитной системы рабочего места оператора выбивной решетки для отделения вибрационным методом формовочной смеси в литейном производстве.

***Ключевые слова**: рабочее место оператора, виброзащитная система, решетка, моделирование, оптимизация.*

Введение. В литейном производстве для отделения формовочной смеси используются инерционные (ударные), вибрационные и выдавливающие устройства. Наибольшее распространение получили ударные устройства, обеспечивающие быстрое разрушение формовочной смеси за счет ударного взаимодействия опоки и решетки.

Однако при этом создаются высокие, зачастую недопустимые уровни вибраций и шумов, что приводит к необходимости создания специальных виброшумозащитных устройств, затраты на проектирование, производство и эксплуатацию которых значительно превышают экономию электроэнергии за счет уменьшения времени отделения формовочной смеси ударным методом.

В связи с этим рассмотрим виброзащитную систему рабочего места оператора, обеспечивающую отделение формовочной смеси вибрационным методом.

Обоснование и описание модели. Представим решетку в виде однонаправленного вибратора, совершающего периодические вертикальные колебания вдоль оси Z (рисунок). Однонаправленность вибратора вызвана необходимостью уменьшения числа обобщенных координат колебаний до одной, что снижает колебания и шум по остальным направлениям.

С целью исключения проявления свойств нелинейных систем (деления, затягивания частот и др.) при пуске и остановке выбивной решетки используем линейные амортизаторы, у которых приведенный коэффициент жесткости и приведенный коэффициент демпфирования линейные.

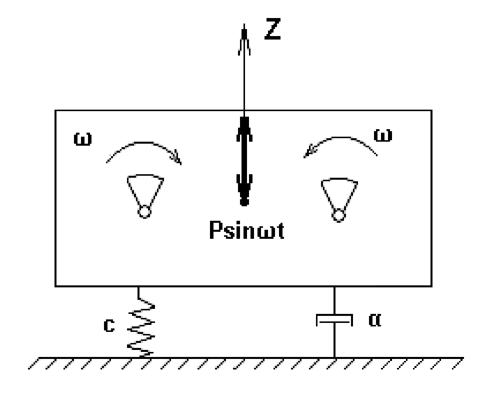


Рис. 1. Расчетная схема однокоординатных колебаний выбивной решетки вибрационного типа

Возможность использования линейных амортизаторов обусловлена тем, что амплитуда колебаний вибрационных решеток мала и находится в пределах линейной деформации амортизаторов.

Дифференциальное уравнение линейных колебаний вибрационной решетки имеет вид:

$$mz'' + \alpha z' + cz = P\sin\omega t\,, \tag{1}$$

где m – масса вибрационной решетки; c,α – приведенные коэффициенты жесткости и демпфирования амортизаторов; P – амплитуда возмущений силы вибровозбудителя; ω – ее частота.

С учетом обозначений $\frac{\alpha}{m} = 2n$, $\frac{c}{m} = k^2$ уравнение (1) приведем к виду:

$$z'' + 2nz' + k^2 z = \frac{P}{m}\sin\omega t\,. \tag{2}$$

Учитывая, что в системе подвески рассматриваемой решетки демпферы не используются, демпфирование считаем малым ($n < k$).

В этом случае, как известно [1,2], частное решение уравнения (2) имеет вид:

$$z = \frac{P}{m\sqrt{\left(k^2 - \omega^2\right)^2 + 4n^2\omega^2}}\sin\left(\omega t - \delta\right), \tag{3}$$

где δ – фазовый сдвиг между возмущающей силой и перемещением решетки.

$$\delta = arctg\frac{2n\omega}{k^2 - \omega^2} \tag{4}$$

В прикладной теории виброизоляции качество виброзащиты определяется коэффициентом передачи сил (коэффициентом виброизоляции) $K_в$, представляющим отношение амплитуды силы передаваемой основанию $R_{\max}$ к амплитуде возмущающей силы P:

$$K_в = \frac{R_{max}}{P}. \tag{5}$$

В соответствии с гипотезой о равенстве действия и противодействия сила, передаваемая основанию, равна реакции основания. Реакция основания R представляет сумму реакций силы упругости и силы сопротивления амортизатора:

$$R = cz + \alpha z'\,. \tag{6}$$

В соответствии с (3) скорость колебаний имеет вид:

$$z' = \frac{P\omega}{m\sqrt{\left(k^2 - \omega^2\right)^2 + 4n^2\omega^2}}\cos\left(\omega t - \delta\right). \tag{7}$$

Подставив в (6) Z и z' в соответствии с (3) и (7), после ряда преобразований получим:

$$R_{\max} = \frac{Pk^2}{\sqrt{\left(k^2 - \omega^2\right)^2 + 4n^2\omega^2}}\sqrt{1 + \frac{4n^2\omega^2}{k^4}}\,. \tag{8}$$

Тогда коэффициент виброизоляции в соответствии с (5) примет вид:

$$K_в = \sqrt{\frac{k^4 + 4n^2\omega^2}{k^4 + 4n^2\omega^2 + \omega^2\left(\omega^2 - 2k^2\right)}}\,. \qquad (9)$$

Для эффективности виброизоляции коэффициент виброизоляции должен быть меньше единицы. Как следует из (9), это возможно, если $\omega^2 - 2k^2 > 0$, т.е.

$$\frac{\omega^2}{k^2} > 0 \text{ или } \frac{\omega}{k} > \sqrt{2}\,. \qquad (10)$$

Для оценки конструктивных параметров выбивной решетки вибрационного типа на коэффициент виброизоляции $K_в$ в равенстве (9) заменим $k^2 = \dfrac{c}{m}$; $2n = \dfrac{\alpha}{m}$.

При этом коэффициент виброизоляции примет вид:

$$K_в = \sqrt{\frac{c^2 + \alpha^2\omega^2}{c^2 + \alpha^2\omega^2 + m\omega^2\left(m\omega^2 - 2c\right)}}\,. \qquad (11)$$

Для эффективности виброизоляции ($K_в$<1) должно выполняться условие:

$$m\omega^2 - 2c > 0 \quad \text{или} \quad \frac{\omega^2 m}{c} > 2\,. \qquad (12)$$

Очевидно, что неравенства (10) и (12) эквивалентны, однако в (12) наглядно представлено влияние массы выбивной решетки на ее собственную частоту колебаний. Для вибрационных решеток это связано еще и с тем, что ее масса определяется как массой самой решетки m_p, так и массой устанавливаемых на ней опок m_o (грузоподъемностью решетки), т.е. $m = m_p + m_o$.

Таким образом, оптимизацию колебательной системы выбивной решетки вибрационного типа можно осуществлять вариацией наряду с другими параметрами, массами решетки и опок.

Оптимизация виброзащитной системы. В качестве критерия оптимизации принимается коэффициент виброизоляции, определяемый равенством (11). На параметры, входящие в равенство (11), накладываются конструктивные ограничения в виде неравенств. Например, конструктивно амортизаторы должны иметь приведенные коэффициенты жесткости и коэффициенты демпфирования в некоторых заданных пределах, определяемых допустимой статической и динамической деформациями, отсутствием специальных демпферов и др.

Кроме этого, как было отмечено ранее, из конструктивных соображений масса вибрационной решетки на стадиях проектирования задается в определенных пределах, связанных с габаритными размерами решетки, ее

грузоподъемностью и др. Особенностью при этом является возможность использования балластной массы, присоединяемой к выбивной решетке.

На оптимизируемые параметры Π накладываются, как было отмечено выше, конструктивные и другие ограничения вида:

$$\Pi_{\min} \quad \Pi \quad \Pi_{\max} \; \Pi_{\min} \quad \Pi \quad \Pi_{\max} ,$$

которые записываются обычно в виде:

$$\Pi \;\square\; \bar{\Pi}'$$

где $\bar{\Pi} = [\Pi_{\min}, \Pi_{\max}]$ – допустимая область вариации параметров;

□ – символ принадлежности.

Структуру (принцип построения) выбивной решетки примем, как и на рисунке, в связи с чем ее оптимизацию можно сформулировать как параметрическую оптимизацию. Исходя из этого, задача оптимизации виброзащитной системы вибрационной решетки сформулирована в следующем виде:

$$\begin{aligned} &K_в \to \min; \\ &c_{\min} \quad c \quad c_{\max}; \\ &\alpha_{\min} \quad \alpha \quad \alpha_{\max}; \\ &m_{\min} \quad m \quad m_{\max}; \\ &\omega_{\min} \quad \omega \quad \omega_{\max}; \\ &\frac{\omega^2 m}{c} > 2. \end{aligned} \qquad (13)$$

В качестве примера рассмотрим оптимизацию вибрационной системы выбивной решетки, близкой параметрам решетки модели 31213, находящейся в эксплуатации в литейных цехах заводов машиностроения:

$$\begin{aligned} &K_в \quad \to \quad \min \\ &30000000 \quad cНм \quad 35000000 \quad {}^{-1}; \\ &15000 \quad \alpha \quad 20000 \quad Нм^{-1}c; \\ &5000 \quad mкг \quad 7000 \quad ; \\ &140 \quad \omega \quad 160 \quad c^{-1}; \\ &\frac{\omega^2 m}{c} \quad > \quad 2. \end{aligned} \qquad (14)$$

Оптимизация выполнена с использованием системы MATLAB+Simulink (пакет оптимизации Optimization Toolbox) в виде задачи минимизации при наличии ограничений. В результате оптимизации найдены следующие оптимальные параметры:

$$c = 30000000\,Нм^{-1}; \quad \alpha = 15000\,Нм^{-1}c; \quad \omega = 160\,c^{-1}; \quad m = 7000\,кг.$$

Минимальное значение коэффициента виброизоляции $K_в = 0,2$, $\frac{\omega^2 m}{c} = 5,1 > 2$, что позволяет в 5 раз снизить динамические нагрузки на фундамент выбивной решетки.

В качестве вибровозбудителя выбивной решетки вибрационного типа принят двухвальный центробежный вибровозбудитель (см.рисунок), создающий синусоидально колеблющуюся вертикально направленную возбуждающую силу, создаваемую установленными на двух параллельных валах (вращающихся с одинаковыми угловыми скоростями ω в противоположных направлениях) одинаковыми дебалансами.

С учетом изложенного, амплитуда центробежной силы вибровозбудителя:

$$P = D\omega^2 , \tag{15}$$

где D – общий дисбаланс вибровозбудителя.

Для нахождения общего дисбаланса вибровозбудителя, обеспечивающего найденные оптимальные параметры выбивной решетки, используем амплитуду A ее вынужденных колебаний в соответствии с равенством (3):

$$A = \frac{P}{m\sqrt{\left(k^2 - \omega^2\right)^2 + 4n^2\omega^2}} . \tag{16}$$

С учетом равенств (15), (16) общий дисбаланс вибровозбудителя будет иметь вид:

$$D = \frac{Am\sqrt{\left(k^2 - \omega^2\right)^2 + 4n^2\omega^2}}{\omega^2} . \tag{17}$$

Амплитуда вынужденных колебаний A определяется технологическим процессом и принята A = 0,0016 м.

В соответствии с изложенным выше, подставив в (17) оптимальные значения параметров $m,\ \omega,\ k^2 = \frac{c}{m},\ 2n = \frac{\alpha}{m},\ A = 0,0016$, общий дисбаланс вибровозбудителя $D \approx 9,33$ кгм .

Выводы. Изложенная методология синтеза виброзащитной системы рабочего места оператора позволяет прикладную теорию виброизоляции свести к оптимизационной задаче и снизить динамические нагрузки и вибрацию рабочего места оператора в 5 раз.

Материал поступил в редакцию 31.01.08.

Библиографический список

1. Ден Гартог Дж.П. Механические колебания / Ден Гартог Дж.П. – М.: Физматгиз, 1960. – 580 с.
2. Защита от вибраций и ударов: справочник; под ред. К.В.Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. – 456 с.

A.V. MOZGOVOY

VIBRATING PROTECTION SYSTEM OF THE WORKPLACE OF THE OPERATOR OF THE KNOCK-OUT LATTICE FOR BRANCH OF THE FORMING MIX

The methodology of modeling and optimization of vibrating protection systems of a workplace of the operator of a knock-out lattice for branch by a vibrating method of a forming mix in foundry manufacture is considered.

МОЗГОВОЙ Андрей Владимирович (р. 1976), ассистент кафедры «Безопасность жизнедеятельности и защита окружающей среды». Окончил ДГТУ (1998).
Научные интересы в области защиты окружающей среды.
Имеет 5 научных публикаций, 1 авторское свидетельство.